

CAPÍTULO V

ESQUEMA PARA EL CASO ESPECÍFICO

V.1) Introducción.

Los gases de combustión presentan una baja capacidad tanto de transporte de calor como de transferencia, lo que justifica la generación de vapor en las tradicionales calderas. El vapor de agua constituye uno de los portadores y transmisores térmicos más adecuados para la mayoría de las aplicaciones industriales, tanto desde el punto de vista técnico como económico.

La cuantificación de las diferencias puede hacerse para cada aplicación en particular, pero en términos generales el coeficiente pelicular del vapor en condensación puede ser 100 veces mayor que el de un gas circulando en régimen turbulento.

1 Kg de vapor saturado de 10 Bara puede transportar y entregar unos 2009 kJ de calor latente y más de 2093 kJ si se admite un subenfriamiento de 25°C o más, mientras que 1 kg de gases de combustión puede transportar menos de 125 kcal por cada 100°C de enfriamiento a que se lo someta.

1 Kg de vapor saturado de 10 Bara ocupa un volumen de 0.2 m³, mientras que si se tratara de 1 kg de aire a 500°C y 1 Bara, su volumen sería más de 10 veces mayor.

La baja capacidad de transporte de calor de los gases debe ser compensado por una mayor caudal, lo que es agravado por su elevado volumen específico. Esto implica conductos muy voluminosos, y consecuentemente una mayor pérdida de calor, por lo que solo se puede pensar razonablemente en utilizar este fluido como portador térmico, para distancias cortas.

Lo mencionado precedentemente indica que deben existir una cantidad importante de motivos para justificar la adopción de los gases de escape de una turbina de gas como medio de transporte y transferencia de calor.

Para la presente aplicación, éstos son:

- 1) La planta no tiene un sistema de vapor. La única carga térmica la constituye el calentamiento de aire en el equipo CAAE, lo que es resuelto mediante la combustión en el equipo mismo.
- 2) Si bien el o los turbogrupos de gas no pueden ser instalados en el lugar en que se encuentran los quemadores de los equipos en el nivel +5.20 m del edificio destinado al sistema de calentamiento e impulsión del aire de secado, en planta baja (nivel

- +0.00 m) y muy próximos al área de quemadores, existe un lugar disponible de 23.90 x 6.00 m en planta, y 5 m de altura en el que es posible la instalación de turbogrupos de gas del tamaño necesario y los conductos de distribución de los gases que atravesarían en su mayor parte, espacios por donde circula el aire caliente hacia el secador. Las superficies de los conductos podrían pues contribuir a la transferencia térmica.
- 3) Si bien el lugar indicado no se encuentra en el área de servicios, se destaca que las subestaciones eléctricas de toda la planta se encuentran en el nivel +0.00 m. del mismo edificio, por lo que el nuevo ordenamiento no sería carente de racionalidad al agrupar el o los equipos de generación eléctrica con los de transformación y distribución.
 - 4) El estudio de la distribución de presiones a lo largo del recorrido del fluido caliente a través del circuito de recirculación de gases impulsado por un ventilador centrífugo de velocidad constante, indican que existirá una ligera sobrepresión con relación a la presión atmosférica en la derivación hacia la chimenea. Puesto que esta derivación se encuentra en el conducto de impulsión del ventilador, se deduce que en prácticamente todo el resto del circuito, la presión del gas será inferior a la atmosférica, por lo que la contrapresión al escape de la turbina de gas será poco significativa.
 - 5) La eficiencia entálpica del equipo CAAE en cuanto a la transferencia térmica es muy elevada. La temperatura de los gases que se eliminan por la chimenea es del orden de los 50°C durante la mayor parte del ciclo de secado. La inversión correspondiente a este equipo de muy elevada calidad técnica ya ha sido realizada, y el mismo se encuentra en muy buen estado, por lo que su reemplazo o utilización parcial no es recomendable.
 - 6) Si se utilizara un sistema a vapor, el turbogenerador y el HRSG podrían instalarse en el área de servicios distante unos 100 m de los equipos CAAE. Si en este sistema se desea mejorar la transportabilidad y la transferencia térmicas, sería necesario aumentar la presión, con lo que aumentan las pérdidas en la caldera, en los conductos, por falta de subenfriamiento del condensado, por purgas de calderas, etc.

V.2) Características del equipo de secado.

El sistema de secado (figura III.1), tiene un calentador de aire en dos etapas. El primero precalienta regenerativamente el aire desde la temperatura ambiente hasta una intermedia, mediante la corriente de aire húmedo proveniente del secador, y el segundo (equipo CAAE) desde ésta hasta la temperatura final determinada por el programa del proceso.

De acuerdo a la forma en que varían los valores programados para el sistema, se distinguen en rasgos generales, tres etapas:

- a) Calentamiento del sistema, en el que tanto el caudal como la temperatura del aire aumentan, llegando ésta a 60°C.
- b) Una etapa de secado a temperatura del aire constante, de 60°C, con una reducción gradual de su caudal.
- d) Una etapa final, en la que la temperatura se incrementa hasta 85°C, mientras el caudal sigue reduciéndose.

Es de destacar que no se trata de un programa standard que se repite permanentemente, puesto que el proceso depende de las condiciones del aire exterior en cuanto a su temperatura y humedad, variable no solo de una estación a otra, sino de un día a otro y su variación a lo largo del intervalo de tiempo del procesamiento de una carga. Considerado estrictamente, no habría un proceso igual a otro.

Sin embargo, en la realidad, el proceso constituye una rutina típica que ha sido caracterizada, a la que se superponen variaciones que resultan poco significativas.

Esto permite analizar el sistema sobre la base del "proceso típico", hipótesis simplificativa que permite suponer que todos los procesos que se cumplen durante el año son iguales. En efecto, el consumo específico de combustible del sistema para el secado durante todas las épocas del año se mantiene prácticamente constante, como se explicó en el Capítulo III.

Los parámetros que han sido considerados típicos son los que se dan en la Tabla III.2

La temperatura de los gases (fluido caliente) a la entrada a la sección de transferencia de calor en el CAAE t_{ge}^{CAA} es un valor ideal, y ha sido obtenido por cálculo mediante el balance entálpico

Las variaciones de temperatura de entrada del aire (fluido frío) se encuentran atenuadas con relación a las condiciones ambientales debido al precalentamiento que sufre en el regenerador. Debe notarse además que en períodos de baja temperatura, los valores de humedad absoluta del aire exterior son menores, lo que favorece al proceso de secado.

El aire de combustión que utilizan los quemadores se toman de una sala de quemadores que mantiene una temperatura ambiente elevada. Si bien esta temperatura no alcanza las de salida de gases por la chimenea, la no inclusión del calor sensible del aire en el balance del quemador no produce errores significativos.

El esquema del equipo CAAE (Figura III.2) muestra los componentes del sistema. La instalación de secado tiene 4 de tales equipos iguales y operando en paralelo integrado al único sistema de secado existente. En el presente trabajo, salvo que se indique lo contrario, el término CAAE se referirá al conjunto de 4 equipos calentadores indirectos. En el futuro existe en previsión la instalación de un segundo sistema de secado.

a) Sección de transferencia térmica.

La transferencia se realiza entre los gases de combustión (fluido caliente), y el aire de secado (fluido frío).

Consiste en una cámara de mezclado y haces tubulares de acero inoxidable en las zonas de alta temperatura del gas y de vidrio en las menores, con 4 pasos en total.

El fluido caliente circula por dentro de los tubos cediendo calor al aire de secado hasta llegar a una temperatura de salida de unos 50 a 90°C, aspirado por un ventilador de recirculación (1 por cada equipo).

b) Ventilador de recirculación. (Schröter MK560/3006H sp)

Cada uno de los 4 ventiladores centrífugos de recirculación están dimensionados para un caudal de 19650 kg/hora (78600 kg/hora en total), y operan a velocidad constante (1470 rpm). Puesto que la temperatura de los gases en la aspiración de los equipos es del orden de 50°C salvo en la fase final del proceso en la que la demanda térmica es menor, es posible considerar que el caudal de gases se mantiene constante.

Considerando las presiones absolutas a lo largo de la trayectoria del fluido caliente, se observa que el punto de contacto con el exterior se produce a través de la chimenea, por lo que la presión en la impulsión del ventilador será:

$$p_{impuls}^{V.Re\ circ} = p^{amb} + \Delta p^{Chimen} \quad [V.1]$$

Siendo la diferencia total de presiones que produce el ventilador, de 25 mbar, se comprende que la presión del fluido caliente a lo largo de su recorrido se mantiene inferior a la presión ambiente.

c) Quemador de gas natural (Weishaupt G10/1-D)

Cada quemador con que está equipado un equipo CAAE produce 3850 kW de potencia calórica (15400 kW para los 4 equipos), con un exceso de aire del 10% como potencia nominal, pudiendo regular en menos según los requerimientos del sistema.

V.3) Análisis del equipo CAAE para una condición operativa

Para la visualización de los parámetros e indicadores de este equipo, se ha seleccionado la siguiente condición

Hora	$\dot{m}_a^{CAA E}$	$t_{ae}^{CAA E}$	$t_{as}^{CAA E}$	$t_{ge}^{CAA E}$	$t_{gs}^{CAA E}$	$\dot{Q}_{Dem}^{CAA E}$
	kg/hora	°C	°C	°C	°C	kWh/h
10	1087035	26	60	473.94	50	10314.19

Tabla V.1: Parámetros operativos típicos del CAAE.

La demanda térmica $\dot{Q}_{Dem}^{CAA E}$ calculado para el calentamiento del aire entre sus temperaturas de entrada y salida de 26 y 60 °C respectivamente es de:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{Dem}^{CAA E} &= 37130682 \text{ kJ/hora} = 10314.19 \text{ kW} \\ &= 704 \text{ kg/hora de gas natural.} \end{aligned}$$

Para una combustión de metano con aire con un exceso de aire del 20% son:

$$\begin{aligned} \text{Relación A/C estequiométrica:} & \quad 17.13 \\ \text{Relación aire combustible real:} & \quad 20.55 \end{aligned}$$

Su composición gravimétrica porcentual será:

$$\begin{aligned} \text{Combustible en la mezcla} & \quad 4.64\% \\ \text{Aire de combustión:} & \quad 95.36\% \end{aligned}$$

y sus caudales:

$$\begin{aligned} \text{Combustible en la mezcla} & \quad 704.34 \text{ kg/h} \\ \text{Aire de combustión:} & \quad 14475.40 \text{ kg/h} \\ \text{Caudal total de gases:} & \quad 15179.74 \text{ kg/h} \end{aligned}$$

Siendo:

$$\text{Caudal total de circulación} \quad 78600 \text{ kg/h}$$

y:

$$\text{Caudal total de gases (quemador):} \quad 15179.74 \text{ kg/h}$$

será:

Caudal de recirculación: 63420.26 kg/h

o sea que de los gases de circulación como fluido caliente en el sistema CAAE, el 19.31% es aportado por el quemador, y 80.69% es reciclado del ciclo anterior, para la condición operativa considerada.

Un incremento de la demanda de calor podrá ser respondido por el sistema incrementando el caudal de gases del quemador, con lo que aumentarán la temperatura de la mezcla, y consecuentemente la transferencia de calor. La temperatura de "entrada" de los gases a la sección de transferencia térmica, de 474°C, es todavía baja con relación a la máxima temperatura admisible del equipo especificada por el fabricante en 700°C, lo que indica una efectividad térmica y capacidad de transferencia térmica en exceso a lo necesario.

La simple consideración del balance de masas del sistema permite concluir que el caudal de gases a chimenea es igual a la masa de reactantes que el quemador procesa.

Resultan los siguientes parámetros:

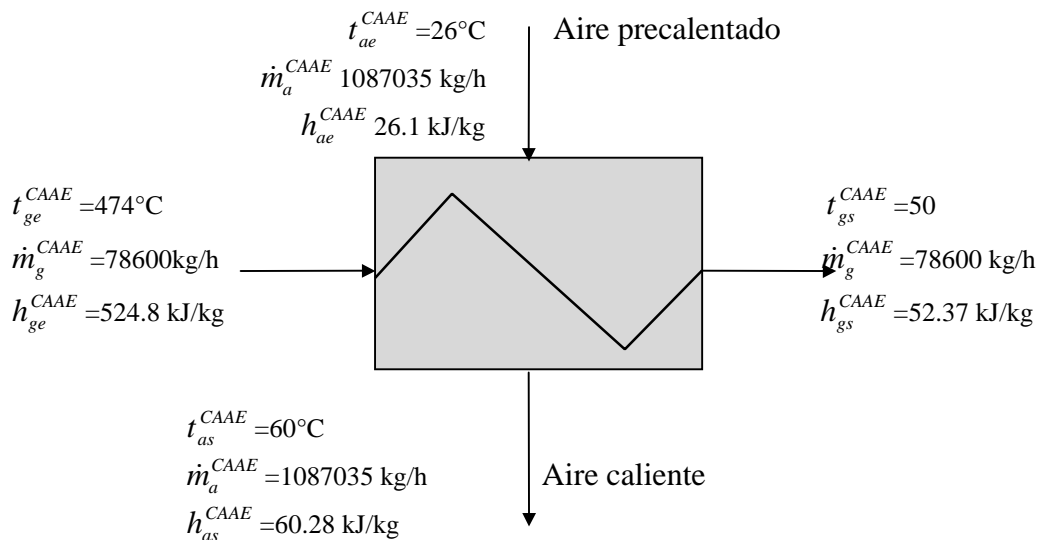


Figura V.1: Corrientes de fluido caliente y frío

El potencial termométrico de este aparato es:

$$(t_{ge}^{CAA E} - t_{ae}^{CAA E}) = 448^{\circ}\text{C}$$

y las capacidades calóricas:

del fluido caliente: $C_c = 87572.4 \text{ kJ/h/}^{\circ}\text{C}$

del fluido frío: $C_f = 1092079 \text{ kJ/h/}^{\circ}\text{C}$

el valor mínimo: $C_{\min} = 87572.4 \text{ kJ/h/}^{\circ}\text{C}$

y:

$$C^* = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = 0.080$$

En consecuencia, el flujo térmico máximo equivalente para una disposición en contracorrientes será:

$$\dot{Q}_{\max} = C_{\min} \times (t_{ge}^{CAAE} - t_{ae}^{CAAE}) = 39232418 \text{ kJ/hora}$$

El flujo calórico intercambiado es:

$$\dot{Q}_{\text{aire}} = \dot{Q}_{\text{gases}} = \dot{Q}^{CAAE} = 37130682 \text{ kJ/h}$$

y la efectividad térmica:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}^{CAAE}}{\dot{Q}_{\max}} = 0.94643 = 94.643\%$$

En número de unidades de transferencia NTU se obtiene de las expresiones [Shah, 1983]: para disposición *crossflow*. (one flow mixed, other unmixed).

Para C_{\min} *mixed*, C_{\max} *unmixed*:

$$\varepsilon = 1 - \exp\left\{-\left[1 - \exp(-NTU \times C^*)\right] / C^*\right\} \quad [\text{V.2}]$$

y para C_{\min} *unmixed*, C_{\max} *mixed*:

$$\varepsilon = \frac{1}{C^*} \left\langle 1 - \exp\left\{-C^* \left[1 - \exp(-NTU)\right]\right\} \right\rangle \quad [\text{V.3}]$$

Resolviendo esta última ecuación para NTU, con:

$$\varepsilon = 0.94643$$

y

$$C^* = 0.080$$

por iteración, resulta:

$$NTU = 4.15226$$

La conductancia global del aparato es pues:

$$K.A = NTU \times C_{\min} = 4.15226 \times 87572.4 = 363623.2 \text{ kJ/(h.}^\circ\text{C)}$$

lo que da adicionalmente una idea del tamaño geométrico del aparato, cuya superficie, dependiendo de las restricciones de pérdidas de carga que se impongan, estará en el orden de los 2000 m².

Esto muestra claramente la inconveniencia de recomendar la sustitución de este equipo existente y en buen estado, por un calentador a vapor.

V.4) Factibilidad técnica de la utilización de este aparato como componente del sistema de cogeneración

De acuerdo a lo visto precedentemente, el equipo se encuentra en condiciones de transferir las cantidades necesarias de calor, con temperaturas de "entrada" de gases a la sección de transferencia térmica de los equipos CAAE que, para la corrida adoptada como típica, no excede los 550°C.

Esta temperatura se logra en el equipo existente mediante una mezcla de gases de combustión de alta temperatura generada por el quemador, y gases de recirculación a temperaturas inferiores a 100°C, típicamente unos 50°C, con una relación de renovación del 19.31% para las condiciones operativas del ejemplo presentado en (V.3)

Actualmente, las temperaturas de gases de escape de las turbinas de gas son en general del orden de los 500°C, por lo que de disponer de gases a esta temperatura, 500°C, estos gases podrían ser admitidos a la sección de transferencia térmica con una relación de renovación de hasta el 100% lo que permitiría suministrar el calor demandado por el aire hasta un cierto nivel. Una mayor demanda de calor haría necesario aumentar la temperatura del fluido caliente por encima de los 500°C, lo que es posible mediante la combustión suplementaria, por ejemplo mediante la operación a muy baja carga del quemador de cada unidad CAAE.

Según se explicó en el Capítulo II, la combustión suplementaria o la operación de los quemadores del CAAE son procesos *Fuel to Heat* que degrada la calidad del sistema de cogeneración, por lo que resulta conveniente seleccionar el turbogruppo teniendo en cuenta que la unidad seleccionada tenga la mayor temperatura posible de los gases de escape. El caudal de gases de escape deberá ser limitado a unos 78600 kg/hora, salvo que se piense en que en el futuro existirá una segunda línea de secado a la que pudieran derivarse los excedentes.

Por el contrario, el conducto de gases de escape desde la turbina de gas hasta la entrada a los 4 equipos CAAE operará a elevadas temperaturas, por lo que su diseño debe contemplar esta circunstancia. Estos conductos, utilizados normalmente en ciclos combinados, incluyen expansores de dilatación y aislación térmica interna con lana de fibra cerámica, aunque en el presente caso las especificaciones de aislación no requieren ser muy severas puesto que las pérdidas no serían tales debido al

trazado de los conductos, sino que serían recibidas por el aire a calentar.

Para una relación de renovación del 100%, el caudal de gases sería de 78600 kg/hora (21.83 kg/s), por lo que se requerirían conductos de aproximadamente 0.8 m² de sección para suministrar a cada una de las 4 unidades CAAE, para una velocidad de escurrimiento de 15 m/s.

Si las temperaturas de los gases de escape son mas elevadas, el caudal necesario será menor en la mayor parte del tiempo del ciclo de secado.

V.5) Análisis cuantitativo del esquema conceptual

Nos proponemos realizar una exploración exhaustiva de las performances operativas del sistema constituido por el esquema conceptual definido arriba, e implementado con una cantidad de opciones de turbogrupos. La demanda térmica del sistema es el calor necesario para calentar el aire de secado en el equipo CAAE existente, siendo la magnitud de dicha demanda variable en el tiempo.

Actualmente, el equipo CAAE, cuyo fluido caliente es gas de combustión generado por los quemadores del equipo, circula a lo largo de las superficies de transferencia, a caudal constante. En consecuencia, la regulación de la cantidad de calor a entregar al fluido frío (aire de secado) debe hacerse variando la temperatura del fluido caliente, y esto es posible mezclando en la relación adecuada los gases de alta temperatura provenientes de los quemadores, con los salientes de la sección de transferencia térmica. Para una operación típica, generalmente se requiere mezclar aproximadamente un 20% de gases provenientes de los quemadores con un 80% de gases de recirculación. El caudal de gases que se eliminan por la chimenea coincide con el caudal total generado por los quemadores.

Siendo la temperatura con que los gases deben ingresar a la sección de transferencia térmica del CAAE, del orden de los 400 a 550°C, el calor residual de un turbogrupo de gas puede contribuir fuertemente a satisfacer la demanda térmica. Si el caudal de gases de escape del turbogrupo es igual o mayor que los 78600 kg/hora (caudal constante del fluido caliente en el CAAE), se requerirá una recirculación de gases o una combustión suplementaria según que la temperatura del fluido caliente deba ser menor o mayor que la temperatura a la que llegan al CAAE los gases de escape del turbogrupo. Cuando ambas temperaturas coinciden, no serán necesarias ni la recirculación ni la combustión suplementaria, supuesto que las propiedades termofísicas de los gases de combustión de los quemadores y el de escape del turbogrupo de gas son iguales en el rango de temperaturas a que se encuentran sometidas a lo largo de las

superficies de transferencia. En este caso, el 100% de los gases calientes serán aportados por el escape de la TG y posteriormente serán evacuados por la chimenea. (modo *once through*).

En resumen, el esquema conceptual consiste en utilizar directamente los gases de escape del turbogrupo de gas como componente de renovación de la mezcla de gases que constituyen la corriente del fluido caliente, en forma parcial, total, o suplementada con combustión suplementaria en quemadores adicionales según sean los estados de carga térmica del sistema, crecientes y referidos al estado de los gases de escape del turbogrupo considerado.

La hipótesis simplificativa que se mencionó arriba puede ser considerada aceptable debido a que el combustible utilizado es gas natural en todos los casos, y que las variaciones de composición por diferencia de excesos de aire no producen variaciones muy significativas de las propiedades del gas producto de combustión. Su aplicación permite excluir la consideración de la composición de los gases para diferentes relaciones de recicló. Sin embargo, en la consideración de las relaciones entalpía-temperatura, se han adoptado las tres correlaciones siguientes, de la forma:

$$h_{gas} = a \cdot t^2 + b \cdot t + c \quad (\text{kJ/kg}) \quad [\text{V.4}]$$

con:

$$\begin{aligned} a &= 12.14 \times 10^{-5} \\ b &= 0.9976451 \\ c &= 0.7038717 \end{aligned}$$

para gases de escape de turbina de gas, con A/C=60, en el intervalo de temperatura (50,650°C).

$$\begin{aligned} a &= 5.82 \times 10^{-5} \\ b &= 1.1750186 \\ c &= -63.630967 \end{aligned}$$

para gases de un combustor, con A/C=20, en el intervalo de temperatura (800,1900°C).

$$\begin{aligned} a &= 6.656 \times 10^{-5} \\ b &= 1.0171059 \\ c &= 0 \end{aligned}$$

para los gases a chimenea del CAAE, con A/C=50 en el intervalo de temperatura (0,110°C).

Puesto que el CAAE opera aproximadamente unas 20 horas, si el turbogrupo opera en forma continua las 24 horas del día a su carga nominal, y dado que la demanda térmica es variable, existirán momentos en los que el gas de escape debe ser venteado en forma total o parcial. Esta situación mejorará sustancialmente cuando opere también la segunda línea de secado prevista en el programa de expansiones de la Planta. Esto hace necesario analizar esta situación, con varios desfases entre ambos procesos.

Para la realización del análisis técnico se considerarán:

V.5.1) Proceso de secado típico, caracterizado por los parámetros tabulados en (V.2).

V.5.2) Circunstancia actual con una línea de secado, y futura con dos líneas, con desfases discretos entre ambos procesos para visualizar tendencias.

V.5.3) Turbogrupos preseleccionados, abierto para poder analizar otras unidades si se requirieran.

V.5.4) Parámetros del sistema de cogeneración con la integración del equipo CAAE.

Los temas listados precedentemente se utilizan como guía para la confección de un programa de análisis teniendo en cuenta los aspectos comentados.

V.5.1) Proceso de secado típico, caracterizado por los parámetros tabulados en (III.2).

En la tabla III.2 se dan los valores de las temperaturas de entrada y salida de ambos fluidos que intercambian calor, y los caudales de aire de secado a calentar. El calor intercambiado puede ser calculado como el calor absorbido por el aire, en función de sus temperaturas extremas, con un calor específico de 1.005 kJ/kg/°C.

Estos valores han sido medidos para el ciclo de secado (20 mediciones, una cada 1 hora), y se encuentran graficados en las figuras:

Figura III.5: Temperatura de entrada y salida de aire, y de salida de gases por la chimenea.

Figura III.6: Caudal de aire y caudal demandado.

Figura III.8: Temperatura calculada de entrada de gases

y constituyen los parámetros de la demanda de calor que han sido considerados típicos, y adoptados como tales para la realización de los cálculos.

La variación de los parámetros en el tiempo puede ser expresado por la ecuación de regresión de los puntos representativos de las mediciones realizadas por valores discretos, o por sus valores numéricos. En el presente trabajo se ha preferido conservar los valores discretos medidos, puesto que la representación gráfica muestra figuras no muy fáciles de regresionar, y porque con relación a algunos puntos que podrían ser considerados

influenciales, no existen evidencias de que se traten de mediciones erróneas.

Se hace notar que no ha sido necesario recurrir al cálculo de la transferencia térmica, o sea modelizar la transferencia térmica del CAAE, debido a que los parámetros han sido obtenidos por medición de un fenómeno que ha sucedido en la realidad. Un modelo de simulación puede ser de utilidad cuando no se dispone de la mencionada información.

V.5.2) Circunstancia actual con una línea de secado, y futura con dos líneas, con desfases discretos entre ambos procesos

Lo comentado en el punto anterior corresponde a una línea de secado. Está prevista la ampliación con la instalación de un segundo secador igual al existente.

Puesto que no se ha tomado aún la decisión de adoptar el desfase entre ambos procesos, se ha previsto poder variar el mismo en forma discreta, en los siguientes valores:

4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, y 15 horas

Para cada desfase, se deberán considerar las demandas térmicas individuales de cada equipo, y componer las mismas en el programa, lo que ha sido realizado para los parámetros necesarios para los cálculos posteriores.

En el Capítulo III, Figuras III.6, III.9, III.10 III.11, III.12, III.13, y III.14 se muestran las demandas de calor de 1 y 2 equipos, y la resultante de ambos, para 4, 6, 8, 10, 12, y 14 horas

V.5.3) Turbogrupos preseleccionados, abierto para poder analizar otras unidades si se requirieran.

De acuerdo a los elementos de juicio vistos anteriormente se considera oportuno analizar el comportamiento del sistema con los siguientes turbogrupos de gas existentes en el mercado:

Tabla V.2: Turbogrupos preseleccionados

Identificación Turbogrupos	Poten kW	Cons.Es kJ/kWh	Rendim %	Gases kg/s	Tgases °C
Allison 501 KB5	3693	12676	28.40	15.69	532.8
Allison 570 K	4589	12931	27.84	18.96	562.8
Allison 571 K	5588	11232	32.05	20.05	533.3
Solar Centaur	3130	13652	26.37	17.81	448.9
Centaur Type H	3880	12866	27.98	17.74	515.6
Centaur Taurus	4370	13024	27.64	20.79	498.9
MAN GHH THM1205	5600	15000	24.00	34.60	498.0

EGT Typhoon M	4743	12036	29.91	19.50	519.0
EGT Tornado	6031	12203	29.50	27.90	480.0

Esta información se dispone en una base de datos, de tal forma que puedan ser extraídos por el programa mediante las funciones de búsqueda.

De considerarse necesario, es posible ampliar la base de datos con los de otras unidades cuyo análisis pudieran ser considerados de interés.

Desde el punto de vista de la integración del turbogenerador al equipo CAAE, resultan de importancia los datos correspondientes a los gases de escape (caudal y temperatura). Las performances del equipo, potencia y consumo específico serán relevantes para la evaluación del sistema energético integral.

A efecto de tener en cuenta las pérdidas de calor por los conductos, se ha previsto un Δt cuyo valor debe ser ingresado al programa. Preliminarmente se ha establecido un valor de 20°C, o sea unas 23 kJ/kg.

No se han considerado las diferencias entre las composiciones del gas de escape de estos turbogrupos debido a que no se esperan diferencias significativas entre una máquina y otra puesto que usarían el mismo combustible (gas natural). Se ha definido pues una única relación temperatura-entalpía como se explicó en (V.5).

V.5.4) Parámetros del sistema de cogeneración con la integración del equipo CAAE

El cálculo de estos parámetros es el objetivo del programa integrado por los archivos:

Tesis1A.WQ1
Tesis1B.WQ1
Tesis1C.WQ1

El primero determina los parámetros de los dos ciclos de secado para diferentes desfasajes de 4 a 15 horas en intervalos de 1 hora, para posteriormente ser procesados en Tesis1B.WQ1.

Este segundo archivo tiene incorporados:

- a) Un programa para la determinación de la entalpía de los gases de combustión del quemador suplementario de gas natural para diferentes relaciones de exceso de aire.

b) La determinación de los coeficientes de la ecuación cuadrática temperatura-entalpía de los gases, para los casos característicos de composición y los rangos de temperaturas de interés.

c) la base de datos de los turbogrupos, los que pueden ser seleccionados ingresando un número identificador según el siguiente menú:

1. Allison 501 KB5
2. Allison 570 K
3. Allison 571 K
4. Solar Centaur
5. Centaur Type H
6. Centaur Taurus
7. MAN GHH THM1205
8. EGT Typhoon M
9. EGT Tornado

El tercer archivo se utiliza para ingresar los datos y presentar los parámetros de interés en un diagrama mímico del sistema, lo que puede hacerse cada hora. (intervalo entre las mediciones realizadas, y sobre las que se realiza el cálculo).

Resultan las siguientes relaciones:

$$\dot{m}_g^{CAAE} = \text{cte.} = 78600 \text{ kg/h} \quad [\text{V.5}]$$

$$\dot{m}_g^{CAAE} = \dot{m}_g^{\text{Recirc}} + \dot{m}_g^{\text{Chim}} \quad [\text{V.6}]$$

$$t_{g,\text{operat}}^{TG} = t_{g,\text{nom}}^{TG} - \Delta t_g^{TG} \quad [\text{V.7}]$$

$$t_g^{\text{Chim}} = t_g^{\text{Recirc}} = t_{g,s}^{CAAE} \quad [\text{V.8}]$$

$$\dot{m}_g^{CAAE} = \dot{m}_g^{\text{Recirc}} + \dot{m}_g^{\text{Burn}} + \dot{m}_{g,\text{operat}}^{TG} \quad [\text{V.9}]$$

$$\dot{m}_g^{CAAE} \cdot h_g^{CAAE} = \dot{m}_g^{\text{Recirc}} \cdot h_g^{\text{Recirc}} + \dot{m}_g^{\text{Burn}} \cdot h_g^{\text{Burn}} + \dot{m}_{g,\text{operat}}^{TG} \cdot h_{g,\text{operat}}^{TG} \quad [\text{V.10}]$$

y las restricciones:

$$0 \leq \dot{m}_g^{\text{Chim}} \leq \dot{m}_g^{CAAE} \quad [\text{V.11}]$$

$$0 \leq \dot{m}_g^{\text{Burn}} \quad [\text{V.12}]$$

$$0 \leq \dot{m}_{g,o}^{TG} \leq \dot{m}_{g,\max}^{TG} \left[= \min(\dot{m}_{\text{escape}}^{TG}, \dot{m}_g^{CAAE}) \right] \quad [\text{V.13}]$$

Se desea además maximizar $\dot{m}_{g,o}^{TG}$, y minimizar \dot{m}_g^{Bum} , o sea maximizar el concepto cogeneración, y minimizar el concepto *Fuel to Heat*.

Esto se ha realizado en el presente caso planteando las siguientes ecuaciones lógicas:

Para la corriente proveniente del turbogruppo de gas:

IF:

$$\dot{m}_g^{CAAE} \times \frac{h_{g,e}^{CAAE} - h_{g,s}^{CAAE}}{h_{g,\text{operat}}^{TG} - h_{g,s}^{CAAE}} \leq \dot{m}_{g,\max}^{TG} \quad [\text{V.14}]$$

THEN

$$\dot{m}_{g,\text{operat}}^{TG} = \dot{m}_g^{CAAE} \times \frac{h_{g,e}^{CAAE} - h_{g,s}^{CAAE}}{h_{g,\text{operat}}^{TG} - h_{g,s}^{CAAE}} \quad [\text{V.15}]$$

IFNOT:

IF:

$$\dot{m}_g^{\text{Recirc}} \geq 0 \quad [\text{V.16}]$$

THEN

$$\dot{m}_{g,\text{operat}}^{TG} = \dot{m}_{g,\max}^{TG} \quad [\text{V.17}]$$

IFNOT:

$$\dot{m}_{g,\text{operat}}^{TG} = \dot{m}_{g,\text{operat}}^{TG} + \dot{m}_g^{\text{Reciclo}} \quad [\text{V.18}]$$

Para la corriente de recirculación:

IF:

$$t_{g,e}^{CAAE} = 0 \quad [\text{V.19}]$$

THEN:

$$\dot{m}_g^{\text{Recirc}} = 0 \quad [\text{V.20}]$$

Este condicionamiento ha sido agregado para los períodos en los que el equipo se encuentra fuera de servicio (unas 4 horas por día), circunstancia en que el programa no indica la temperatura de los gases a la entrada a la sección de transferencia térmica del CAAE, lo que posteriormente, para la aplicación que nos ocupa, el programa interpreta como 0.

IFNOT:

$$\dot{m}_g^{Recirc} = \dot{m}_g^{CAAE} - \dot{m}_{g.operat}^{TG} - \dot{m}_g^{Burn} \quad [V.21]$$

Para la corriente de gases del quemador:

$$\dot{m}_g^{Burn} = \frac{\dot{m}_g^{CAAE} \times h_{g.e}^{CAAE} - \dot{m}_{g.operat}^{TG} \times h_{g.no\ min}^{TG} - (\dot{m}_g^{CAAE} - \dot{m}_{g.operat}^{TG}) \times h_{g.s}^{CAAE}}{(h_g^{Burn} - h_{g.s}^{CAAE})} \quad [V.22]$$

El cálculo de estos tres caudales constituye un lazo iterativo convergente, que puede requerir una cantidad de iteraciones mayor al establecido en el programa, y que en lo posible se trata de reducir a efecto de acortar el tiempo de cálculo. En el programa TESIS1A/B/C, estos cálculos se repiten para 60 horas, hora por hora (61 juego de valores) para poder calcular adecuadamente los valores medios diarios o por ciclos, y visualizar el efecto del desfasaje entre dos secadores. Para esto último, el programa contiene una tabla de cálculo con ecuaciones similares para el segundo secador, y que también calcula los valores para 60 horas.

A efecto de poder controlar si se ha alcanzado un grado de convergencia aceptable, se ha planteado para cada juego de valores horarios calculados, el balance de masa y de energía que indica con [1,0] si el balance se verifica o no con un margen de 5 en valor absoluto. Si se suman estas indicaciones, cada tabla deberá totalizar 122 como suma si todos los valores calculados satisfacen los balances con una tolerancia de ± 5 .

Cuando cada tabla (1 secador o 2 secadores) haya logrado una suma de 122, el programa indicará esta circunstancia con la inscripción "OK", en caso contrario la inscripción será "Pulsar F9" para desencadenar un nuevo ciclo de recalculación con las iteraciones especificadas. Habrán pues dos inscripciones, una para cada tabla de cálculo.

La tolerancia indicada de 5 unidades, con relación a los caudales en juego (78600 para el fluido caliente) o las cantidades de calor de magnitud aún mayor, es insignificante, pero el programa puede llegar a este nivel de convergencia muy rápidamente

Cada corrida corresponde a un determinado instante del ciclo de secado de entre los momentos en los que se han realizado las mediciones (o sea cada 1 hora), y para los parámetros de los gases de escape de la turbina de gas que se considere (cuyos datos son existentes en la base de datos). Este cálculo se realiza también para el segundo secador con desfasajes de 4 a 15 horas (hora por

hora) con relación al primero, lo que permite visualizar el efecto conjunto de ambos.

La instalación de un segundo secador en el futuro implica la de un segundo sistema de calentamiento de aire idéntico al existente, lo que se encuentra previsto el programa de expansiones.

A partir de los caudales de gases generados por el combustor, se determina la cantidad de combustible con la precisión que corresponde a los datos, espaciados en 1 hora durante el ciclo de secado.

En lo siguiente, se agregan los parámetros calculados por el programa cada 3 horas y para los turbogrupos Allison 501 KB5 (el de menor potencia) y el EGT Tornado (el de mayor potencia) entre los considerados.

Las características de los turbogrupos son:

Tabla V.3: Características de los turbogrupos de menor y de mayor potencia considerados en las corridas.

Identificación	Poten	Cons.Es	Rendim	Gases	Tgases
Turbogrupo	kW	kJ/kWh	%	kg/s	°C
Allison 501 KB5	3693	12676	28.40	15.69	532.8
EGT Tornado	6031	12203	29.50	27.90	480.0

Las figuras que se presentan a continuación son:

Tabla V.4: Índice de las figuras correspondientes a las corridas realizadas.

Figura	Título
V.2	Parámetros del sistema con TG Allison 501 Hora 3
V.3	Parámetros del sistema con TG Allison 501 Hora 6
V.4	Parámetros del sistema con TG Allison 501 Hora 9
V.5	Parámetros del sistema con TG Allison 501 Hora 12
V.6	Parámetros del sistema con TG Allison 501 Hora 15
V.7	Parámetros del sistema con TG Allison 501 Hora 18
V.8	Parámetros del sistema con TG Tornado Hora 3
V.9	Parámetros del sistema con TG Tornado Hora 6
V.10	Parámetros del sistema con TG Tornado Hora 9
V.11	Parámetros del sistema con TG Tornado Hora 12
V.12	Parámetros del sistema con TG Tornado Hora 15
V.13	Parámetros del sistema con TG Tornado Hora 18

Las mencionadas figuras representan:

El equipo CAAE compuesto de una cámara de combustión y mezcla con los gases de recirculación, seguido de un haz tubular de transferencia térmica de 3 pasos.

El ventilador de recirculación de 78600 kg/h de caudal de gases, y el quemador existentes.

El turbogrupo de gas a agregar con sus características técnicas nominales principales, y las conducciones de gases de escape, recirculación y combustible.

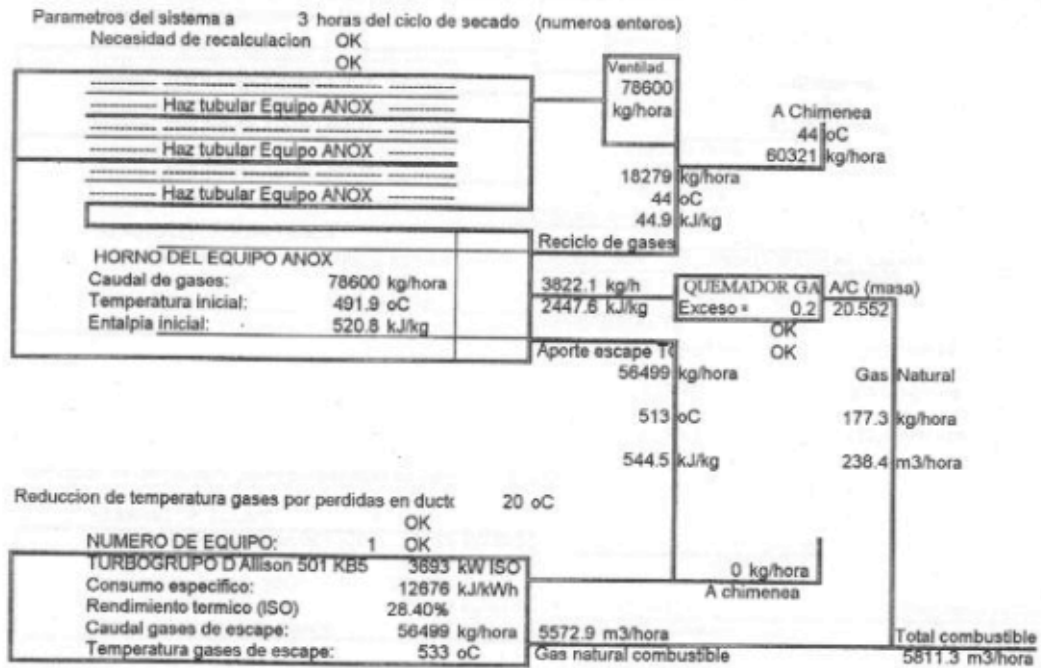


Figura V.2: Parámetros del sistema con TG Allison 501 KB5 hora 3

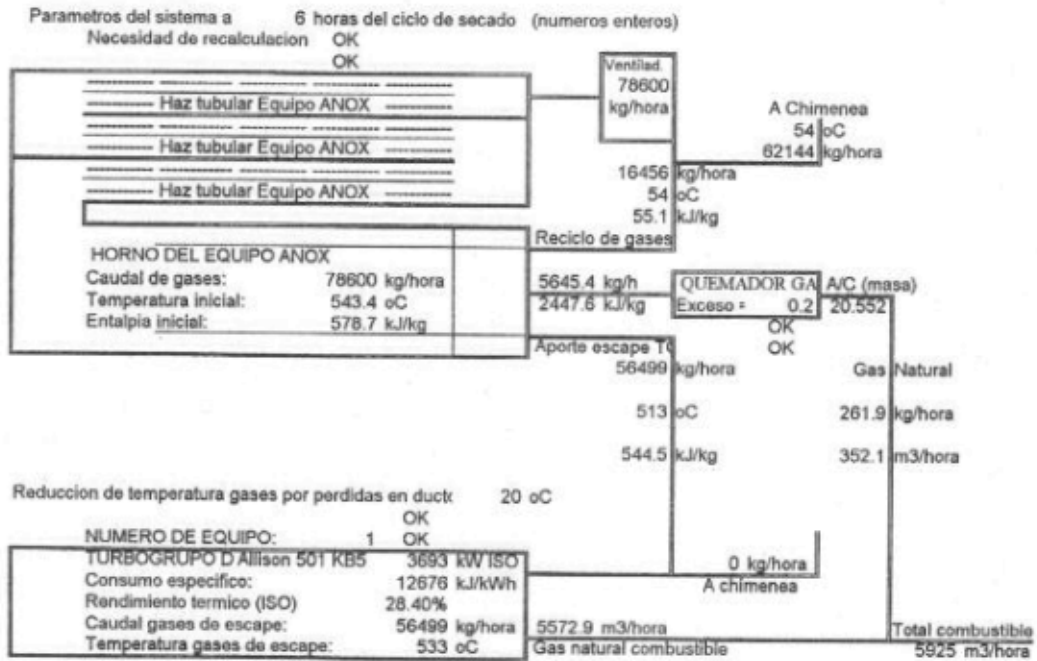


Figura V.3: Parámetros del sistema con TG Allison 501 KB5 hora 6

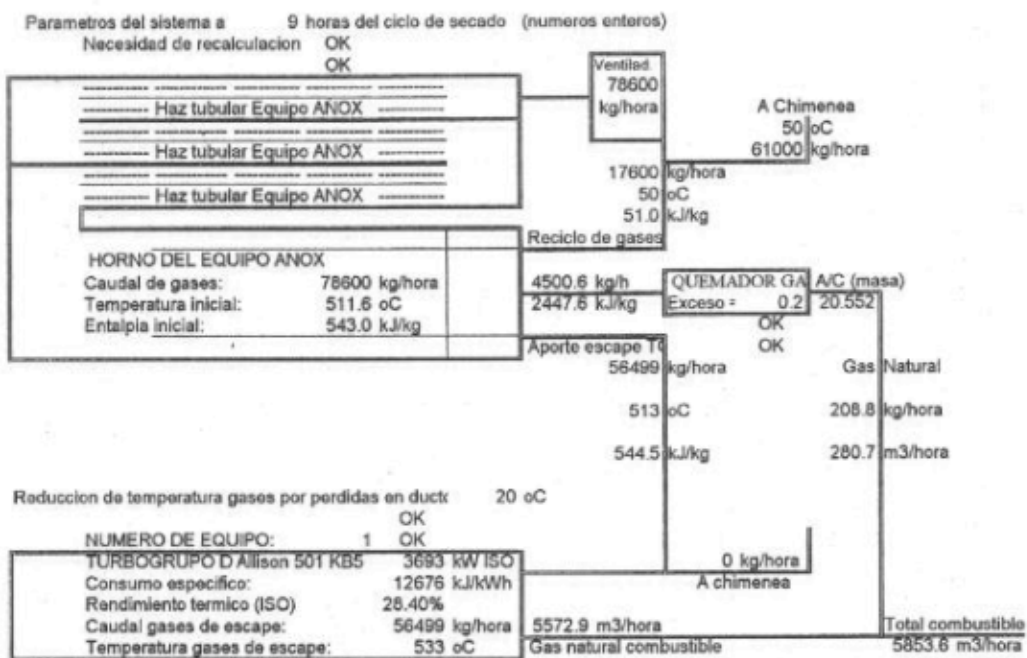


Figura V.4: Parámetros del sistema con TG Allison 501 KB5 hora 9

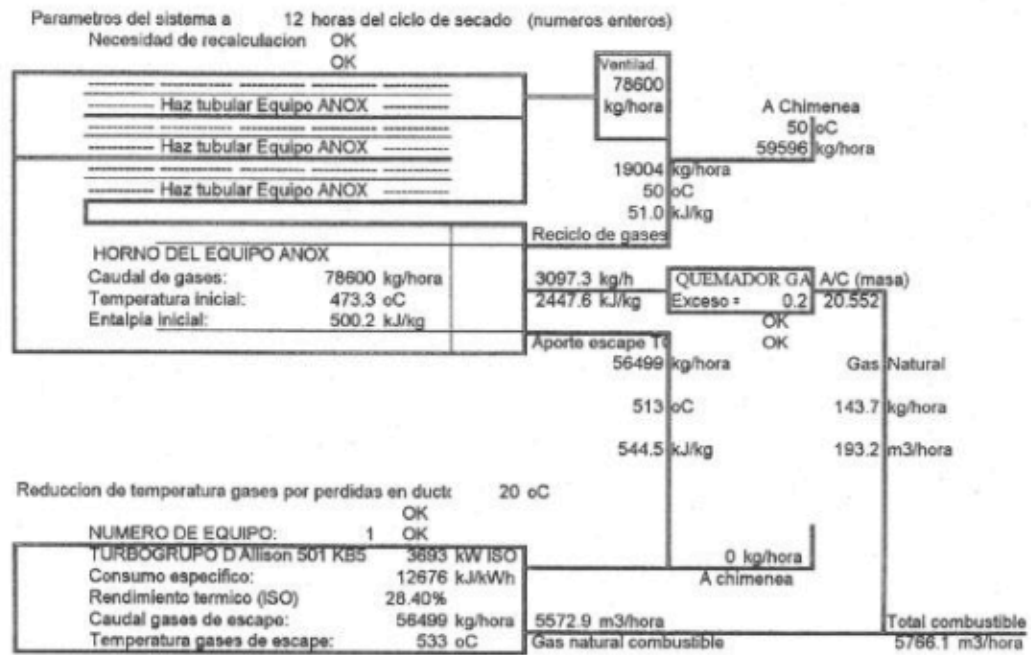


Figura V.5: Parámetros del sistema con TG Allison 501 KB5 hora 12

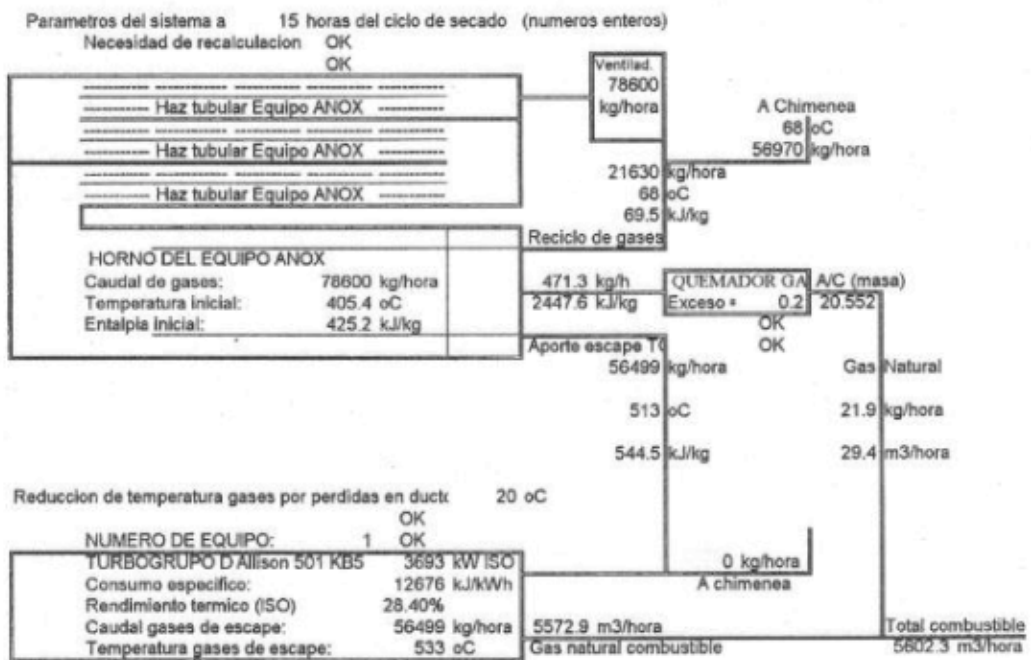


Figura V.6: Parámetros del sistema con TG Allison 501 KB5 hora 15

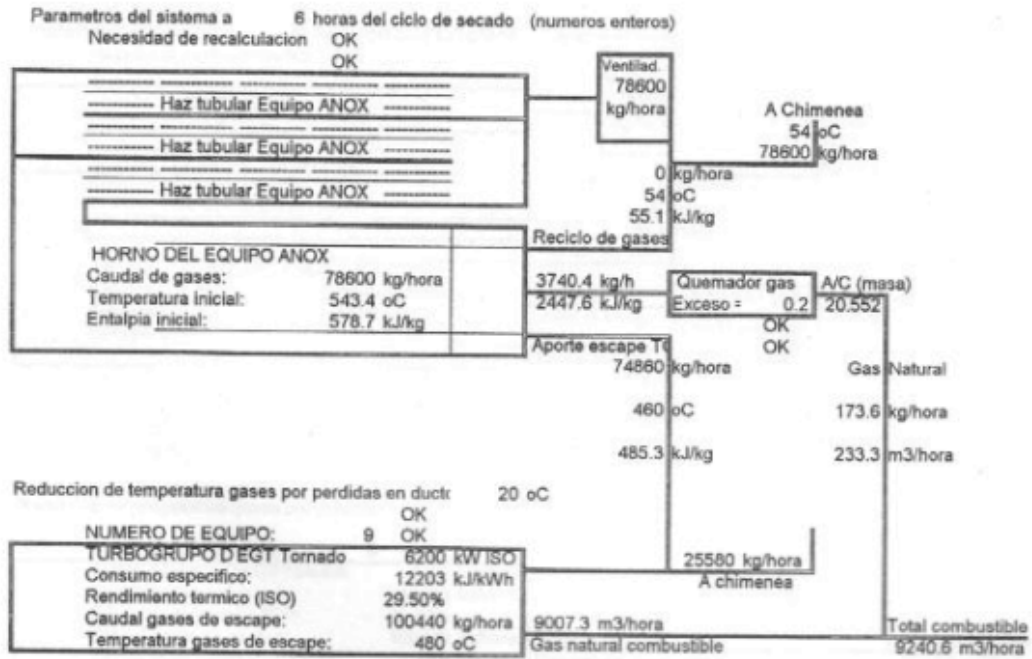


Figura V.9: Parámetros del sistema con TG EGT Tornado hora 6

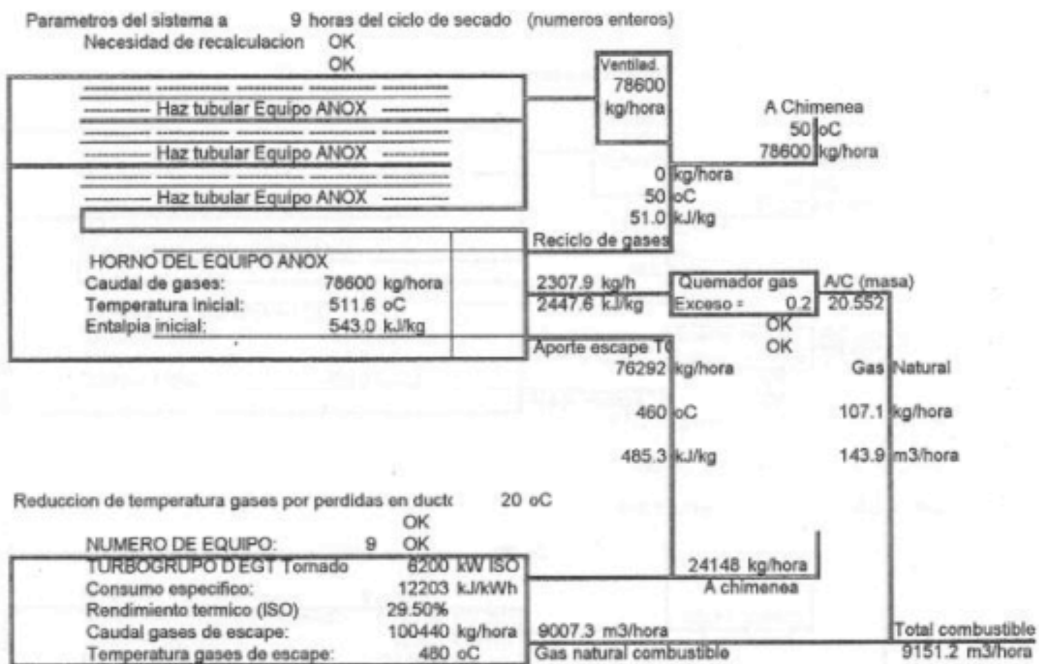


Figura V.10: Parámetros del sistema con TG EGT Tornado hora 9

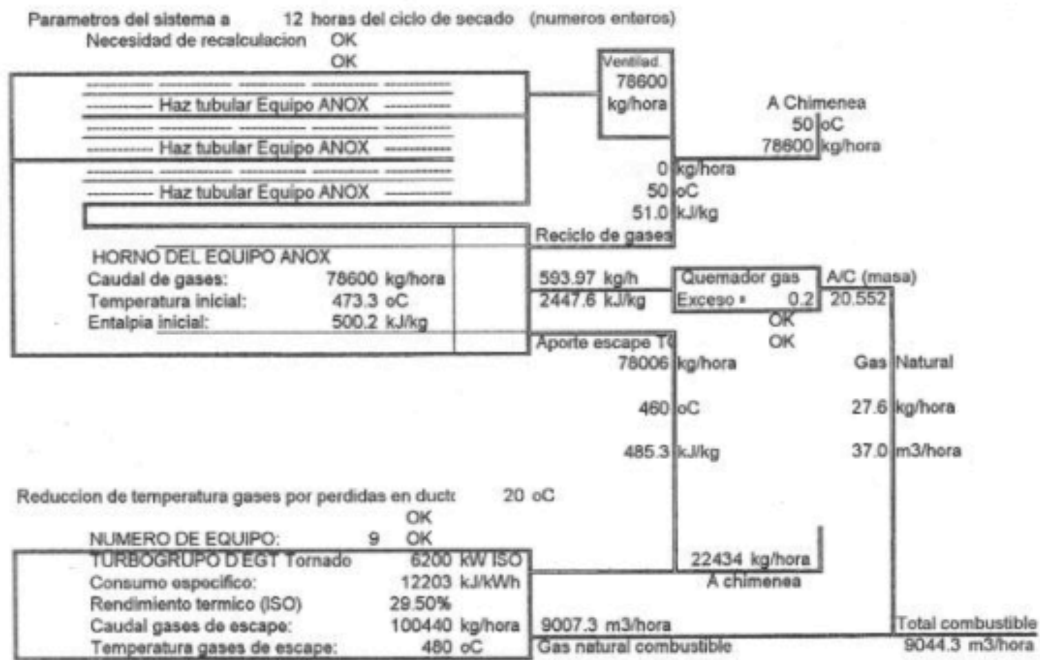


Figura V.11: Parámetros del sistema con TG EGT Tornado hora 12

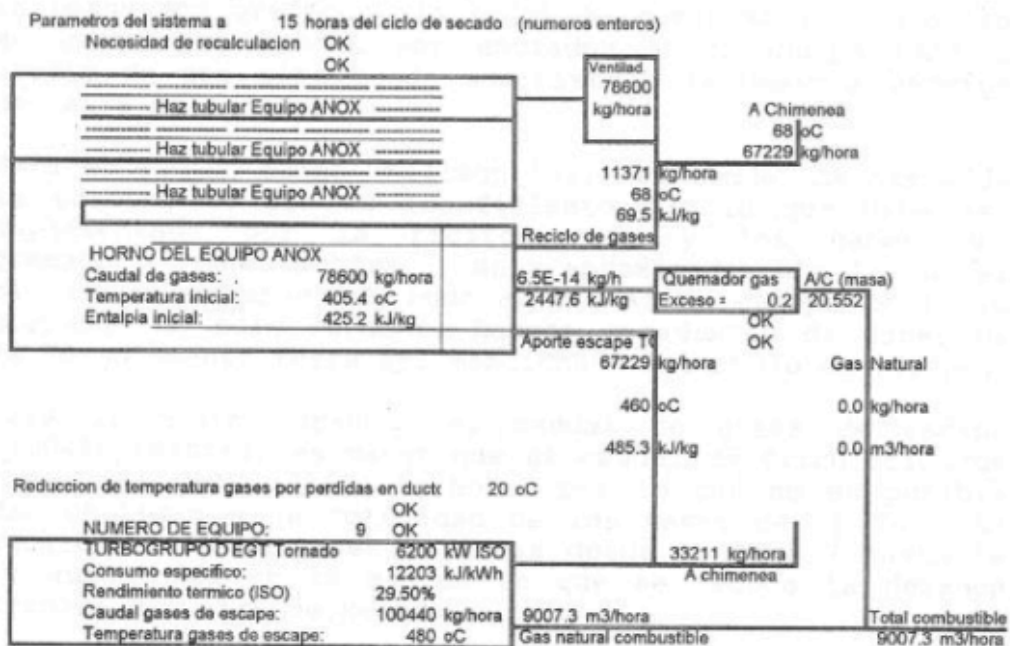


Figura V.12: Parámetros del sistema con TG EGT Tornado hora 15

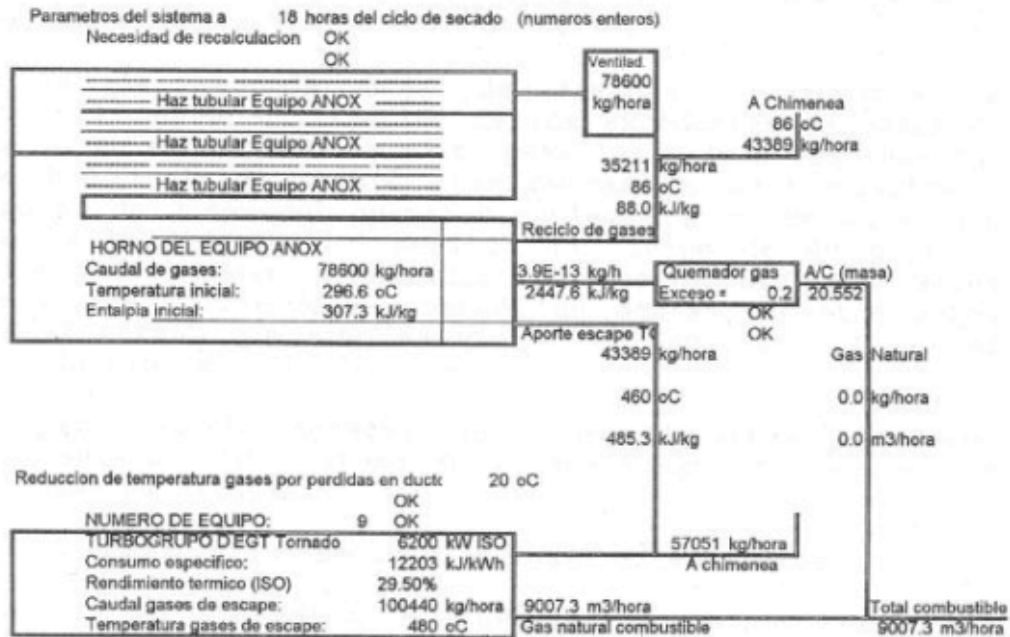


Figura V.13: Parámetros del sistema con TG EGT Tornado hora 18

En las 3 hojas de figuras siguientes se muestran, para los turbogrupos Allison 501 KB5 y EGT Tornado:

a) Caudales de gases al primer CAAE. (Fig. V.14 y 15)
 En estos dos gráficos (la hoja) se muestran los caudales de gases que pueden ser enviados a un equipo CAAE a efecto de que este pueda suministrar la demanda térmica del aire de secado.

Para el equipo chico (Allison 501), el caudal de gases de la turbina de gas es insuficiente por lo que debe ser suplementado por la recirculación y los gases del quemador. Desde la hora 2 hasta aproximadamente la 16, el sistema puede absorber todo el caudal de escape de la TG operando un solo secador. Habrán excedentes de gases de la TG solamente fuera del mencionado intervalo de tiempo.

Para el equipo grande, el caudal de gases de escape (100440 kg/hora) es mayor que el caudal de circulación de gases del CAAE (78600 kg/hora) por lo que no es posible dar utilidad a la totalidad de los gases de la TG. La recirculación de gases se anula desde la hora 2 hasta la 13 aumentando en la medida en que se reduce la demanda térmica del aire de secado.

A pesar de que la TG produce un caudal de gases superior a la de circulación en el CAAE, su temperatura en ciertos

momentos de elevada carga térmica es inferior a la necesaria, por lo que debe operar el quemador suplementario inyectando un caudal de gases que reduce en la misma cantidad el aporte de la TG.

b) En la segunda hoja de láminas se muestra la posibilidad de utilización de los excedentes de gases de la TG en el segundo secador, para las mismas máquinas TG. Se han incluido también las curvas de recirculación y aporte de gases del quemador suplementario. En este caso se ha considerado un período de tiempo de 40 horas a efecto de poder visualizar lo que sucede con ambos secadores, habiéndose adoptado un desfase entre ambos de 12 horas, que como se vio en el Capítulo III, es el mas favorable. (Fig. V.16 y 17).

La previsión del agregado de la segunda línea de secado, con relación al sistema de cogeneración se basa en las siguientes hipótesis:

- I) El nuevo equipo secador es igual al existente.
- II) No se considera la instalación de un turbogrupo adicional, debido a que la potencia de la unidad más chica incluida en el análisis (Allison 501), es suficiente para cubrir la demanda eléctrica de la Planta ampliada. Además, el resultado de la instalación de un turbogrupo adicional para la segunda línea de secado de malta se regirá por las mismas conclusiones que se obtengan para el primero, por lo que resulta de mayor interés el análisis de dos líneas de secado con un único turbogrupo. Si para este caso, (un único turbogrupo), los resultados económico financieros para dos líneas de secado no son sustancialmente mejores que para una línea de secado, será necesario recurrir a otros elementos de juicio, como ser la mayor seguridad operativa en el suministro de electricidad a la Planta si se cuenta con dos unidades, y las consideraciones sobre las ventajas de transportar excedentes de energía a otras Plantas del grupo empresario.
- III) Uno de los equipos opera en el sistema de cogeneración como si fuera el único demandante de los gases de escape del turbogrupo de gas. El otro equipo recibe los excedentes de gases de escape, no demandados por el primero. Esta concepción operativa puede no ser la que finalmente se adopte, pero el cambio del prorrateo de los caudales disponibles entre los dos equipos, no producirá variaciones que hagan modificar las conclusiones del análisis. Se estima que la concepción operativa estará definida por las necesidades de la regulación de la temperatura del aire de secado, y que sus características pueden producir una reducción de la eficiencia de la utilización del calor residual del

turbogrupos, reducción que debe ser minimizado en lo posible.

IV) El secuenciamiento entre los ciclos de ambos secadores puede ser el que corresponda al logro de una carga energética uniforme, o algún otro criterio operativo diferente, por lo que se ha previsto en el programa, poder variar el desfase entre los ciclos de ambos secadores, entre 4 y 15 horas, en intervalos de 1 hora.

c) Por último, en la tercera hoja se dan los gráficos (todos generados por el programa Tesis1A/B/C), en las que se representan sobre un período de tiempo de 40 horas, las demandas de gases de escape de la TG de los secadores 1 y 2, y la resultante de la operación de ambos con un desfase de 12 horas. (Fig. V.18 y 19)

Como puede observarse, el equipo chico permite la utilización del 100% de la producción de gases de escape de la TG, mientras que en el grande, esto no es posible, existiendo período en los que la demanda compuesta de ambos secadores es en algunos momentos mayor, pero en otros menor que el caudal de escape de 100440 kg/h

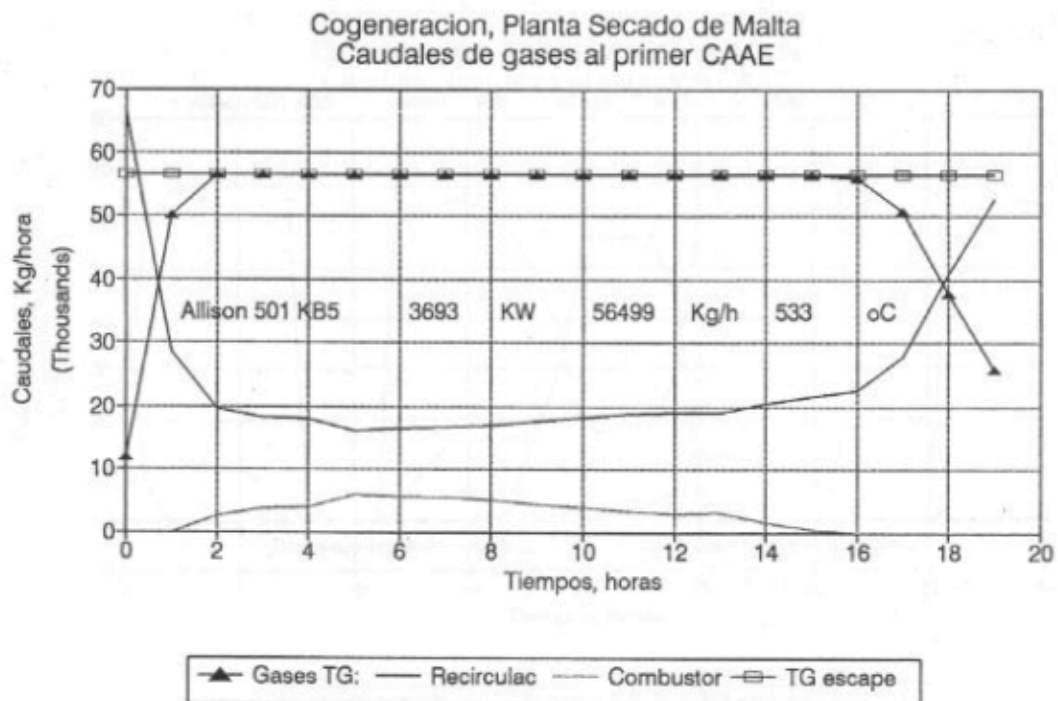


Figura V.14: Caudal de gases al primer CAAE. Allison 501

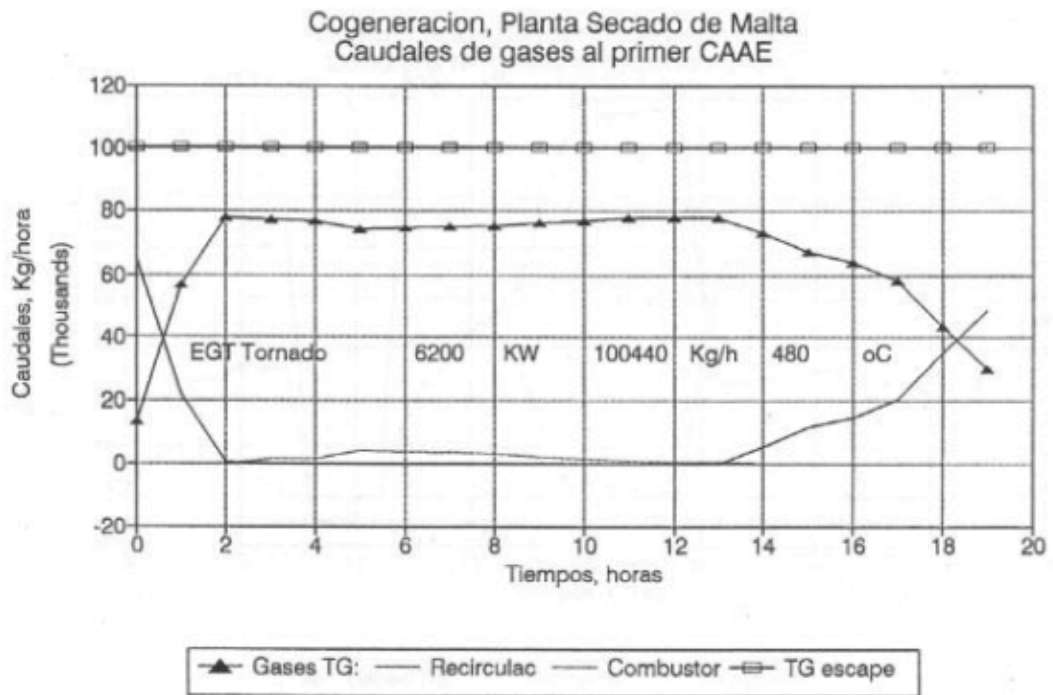


Figura V.15: Caudal de gases al primer CAAE. EGT Tornado

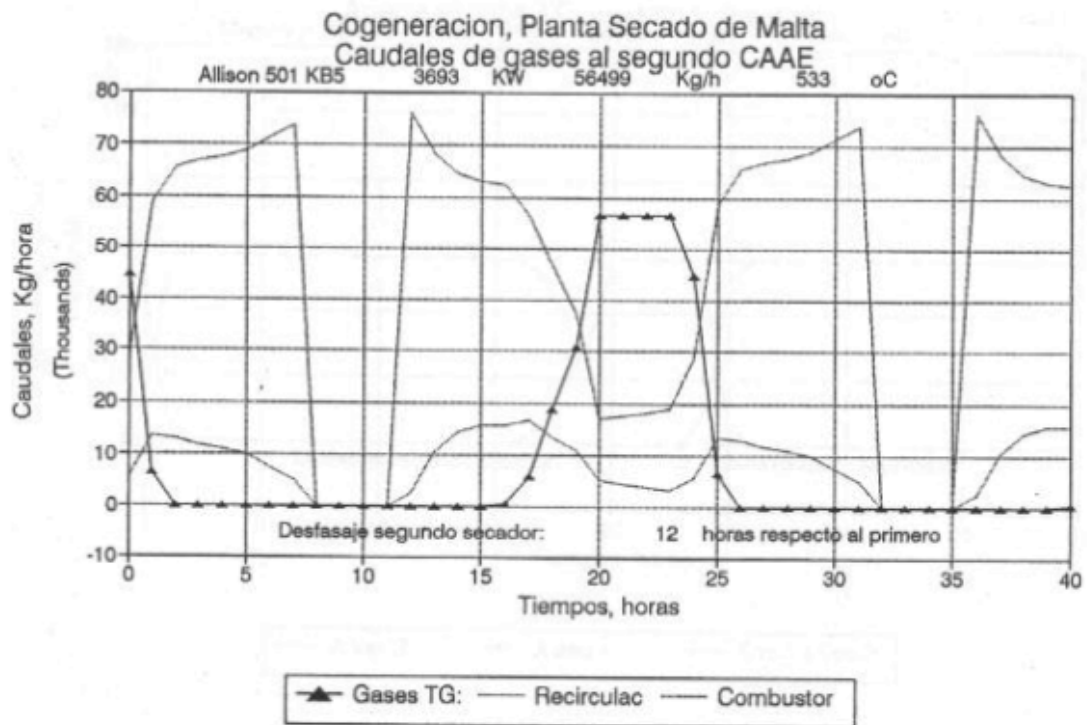


Figura 16: Caudal de gases al segundo CAAE. Allison 501

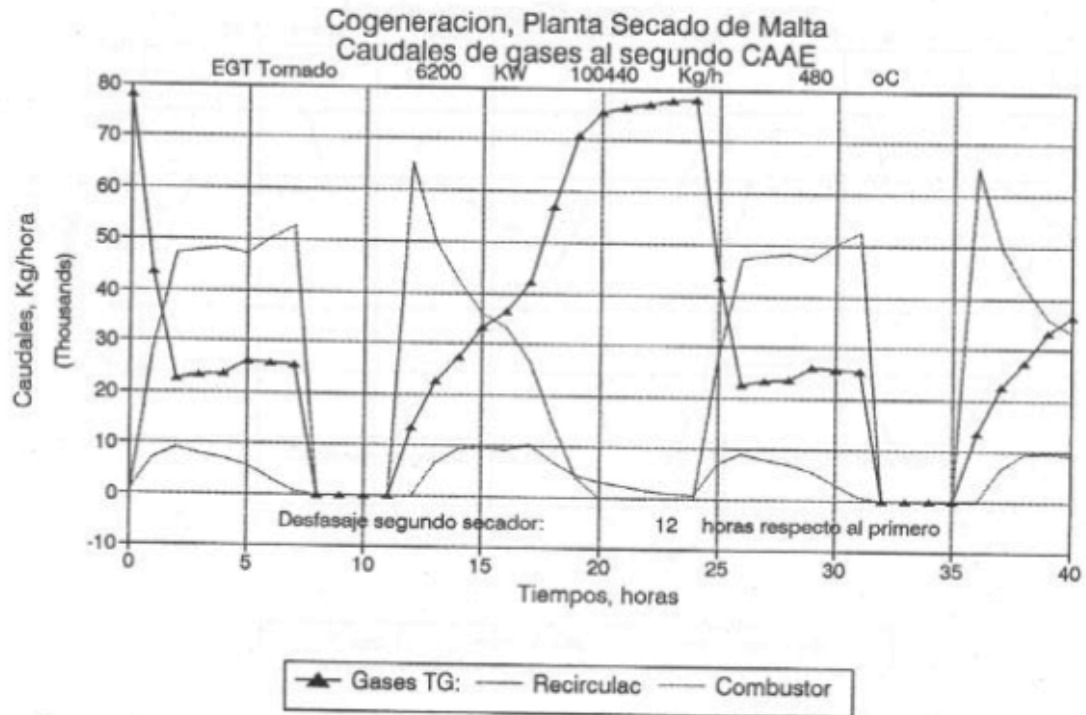


Figura 17: Caudal de gases al segundo CAEE. EGT Tornado.

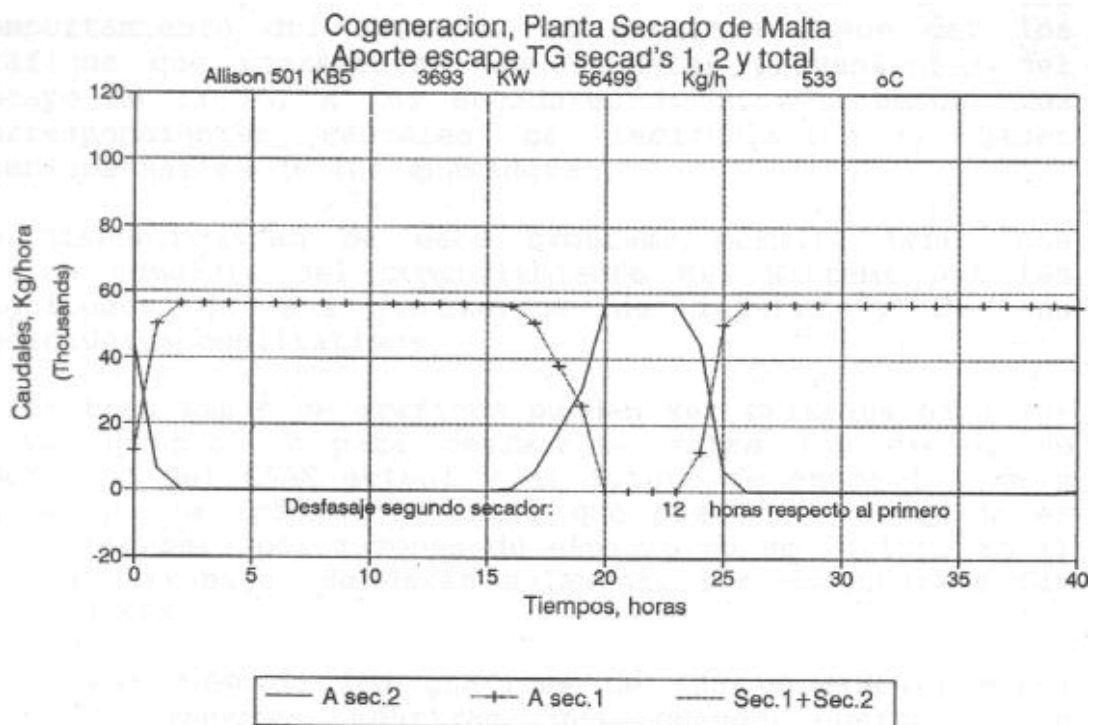


Figura V.18: Gases de escape a los dos CAAE. Desfase 12 horas. Allison 501 KB5

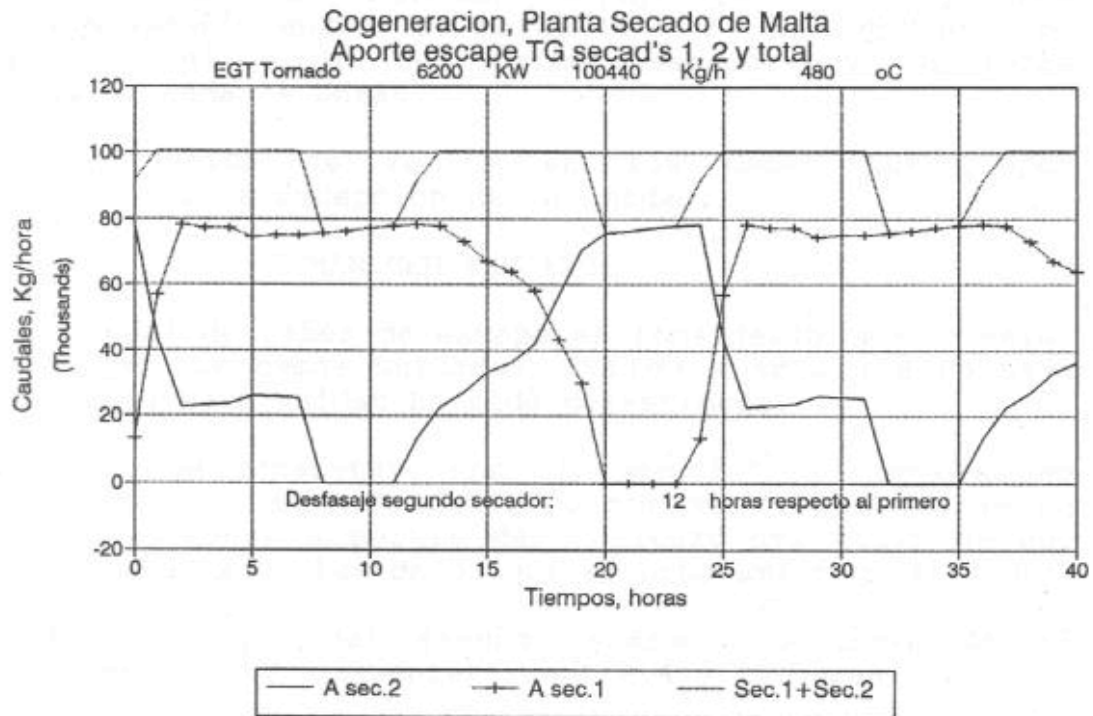


Figura V.18: Gases de escape a los dos CAAE. Desfase 12 horas. EGT Tornado

A efecto de poder tener una visión mas completa del comportamiento del sistema, el programa puede dar los gráficos que representan los caudales provenientes del escape de la TG, a los secadores 1, 2, y a ambos, los correspondientes caudales de recirculación y gases complementarios de los quemadores.

La disponibilidad de este programa permite tener una visión completa del comportamiento del sistema por las magnitudes de sus parámetros de interes y de sus indicadores cualitativos.

Estos tres tipos de gráficos pueden ser trazados para los 9 turbogrupos, y para desfasajes entre los ciclos de operación del CAAE actual y el futuro de entre 1 hora y 14 horas. La información útil que puede ser obtenida es completa, pero por razones de espacio no se incluye en el presente trabajo. Se darán solamente los comentarios mas importantes.

La comparación de los gráficos de las unidades mayores con las menores muestran que cuando operan ambos

secadores, es posible aprovechar la totalidad del caudal de gases de escape en las unidades menores, no así en las mayores aun cuando el desfase es de 12 horas. Si el mismo se lleva a 4 horas, situación menos favorable, la demanda de gases de escape del sistema se reduce a valores menores que el caudal de producción de gases del turbogruppo, por lo que el excedente debe ser venteado. Para la unidad Allison 570K, esto se produce aproximadamente entre las horas 19 y 27 contado desde el comienzo del ciclo del primer secador, y en forma periódica cada 24 horas.

Esta situación se repite en los demás turbogruppos considerados, a excepción de la unidad:

7 MAN GHH THM 1205

cuyo caudal de gases de escape es considerablemente mayor que el de las demás unidades. Debido a esto y a su baja eficiencia esta unidad ha sido desestimada.

Cada corrida constituye una "fotografía" del proceso en un determinado momento definido por el tiempo (horas en números enteros) a partir del comienzo del ciclo de uno de los secadores. Los datos que el programa requiere son:

El desfase del segundo secador con relación al primero, en horas enteras entre 4 y 15 horas.

El turbogruppo de gas con que se implementará el sistema. A los 9 modelos incorporados a la base de datos es posible agregar otros adicionales sin mayores complicaciones.

El exceso de aire con que se desea que opere el quemador suplementario.

La pérdida de calor en los conductos de gases de escape de la TG entre ésta y la entrada al CAAE, expresada como caída de temperatura.

Desde el punto de vista de los costos operativos energéticos, el consumo de combustible de los quemadores del CAAE, es determinado por el programa por la integración de la curva de caudal de gases demandado por el CAAE a los quemadores.

La curva de demanda de gases de escape de la turbina de gas muestra, en los casos en que existan, los caudales disponibles para otras aplicaciones futuras, en las magnitudes y tiempos. Da además una visión de la magnitud de la ineficiencia que produce el venteo de los excedentes.

V.6) Resultados en términos energéticos e indicadores cualitativos.

En la evaluación de los resultados producidos por el sistema de cogeneración, se deben considerar los dos vectores energéticos que la Planta demanda: la energía eléctrica, y el calor útil necesario.

La situación de referencia, (actual), se caracteriza por una compra de electricidad del servicio público, y de gas natural distribuido para el calentamiento del aire de secado, en las cantidades vistas en el Capítulo III.

El sistema de cogeneración generará ambos vectores energéticos, pero la capacidad de generación eléctrica dependerá del turbogruppo que se seleccione, que en todos los casos considerados es mayor que la demanda de la Planta.

Si bien las turbinas de gas tienen capacidad de modulación de la carga, su práctica no es recomendable y en general no se aplica, debido a que la eficiencia del turbogruppo se reduce considerablemente, y también su temperatura de gases de escape, cuyo efecto en nuestro caso es el incremento de la combustión suplementaria. Una operación continua a la carga nominal de la turbina es recomendable adicionalmente por su efecto favorable sobre la vida útil, disponibilidad y confiabilidad de la máquina.

A partir de 1982 el marco regulatorio eléctrico (Ley 24065) define las redes de transporte y distribución eléctricas como de acceso abierto, por lo que es posible transportar y utilizar la energía eléctrica generada en exceso a la demanda de la Planta en otra Planta remota del grupo empresario pagando el servicio de transporte mediante el régimen vigente de peajes.

Esto hace que la selección del turbogruppo de gas deba hacerse teniendo en cuenta principalmente la carga térmica (CAAE), siendo la producción eléctrica un elemento de juicio de menor importancia.

Como se explicó anteriormente, el programa calcula 61 estados horarios hora por hora, por lo que sumando los caudales de gases de escape, de recirculación, y del quemador suplementario de 48 lecturas sucesivas se tienen las cantidades totales de 2 ciclos de secado. Las cantidades diarias de gases utilizadas en el calentamiento del aire son:

Para gases de escape de la TG:

$$m_{g.dia}^{TG} = \frac{24 \times \sum_{n=0}^{n=47} \dot{m}_{g,n}^{TG}}{48}$$

Para gases de recirculación:

$$m_{g.dia}^{Re\ circ} = \frac{24 \times \sum_{n=0}^{n=47} \dot{m}_{g,n}^{Re\ circ}}{48}$$

Para gases provenientes del quemador:

$$m_{g.dia}^{Burn} = \frac{24 \times \sum_{n=0}^{n=47} \dot{m}_{g,n}^{Burn}}{48}$$

Para el caso del turbogrupo menor (Allison 501) y para un desfase de 12 horas resultan:

Tabla V.5: Caudal de gases al CAAE. Turbogrupos Allison 501. Desfase del segundo secador 12 horas

	Secador 1	Secador 2
Gases de TG	1.02×10^6 kg/día	3.33×10^5 kg/día
Recirculación	4.96×10^5 kg/día	1.05×10^6 kg/día
Del quemador	5.25×10^4 kg/día	1.93×10^5 kg/día
Total:	1.57×10^6 kg/día	1.57×10^6 kg/día

Con los caudales de gas demandados al combustor, y la relación A/C correspondiente al exceso de aire ingresado, el programa puede calcular la cantidad total de combustible demandado por el equipo en un día (24 horas) en el que se cumple un ciclo de secado.

Estos caudales no son exactos, debido a que en su determinación, el programa supone que los caudales varían por saltos horarios, manteniéndose constante durante el período entre una medición y la siguiente, pero se consideran adecuados para esta etapa del Proyecto.

Conocida la cantidad de combustible demandada por el equipo en un ciclo de 24 horas, su suma con la cantidad de combustible que demanda la turbina de gas en 24 horas, será el consumo de gas del sistema de cogeneración en un día.

Este consumo, expresado en términos económicos, es el "costo combustible" (*fuel cost*) del sistema, que es el componente de mayor peso entre los costos operativos del mismo.

Con este consumo, el sistema produce todo el calor necesario para el ciclo de secado, y la electricidad generada por el turbogruppo de gas en el mismo período.

La diferencia entre la valorización de esta producción, y el costo combustible del sistema, es el "beneficio en costos energéticos" del sistema de cogeneración.

Se dan a continuación las magnitudes y cualidades de los ciclos de cogeneración calculados por el programa, para los turbogrupos considerados, para 1 secador y 2 secadores, (en este caso con un desfase de 12 horas con relación al primero). Los ingresos de energía C, energía producida W, y calor útil Q, se dan en MWh por día de 24 horas.

A) Valores de C, W, y Q para 1 secador:

Tabla V.6: C, W y Q [MWh/día] para 1 secador

Nr	Turbogruppo	C	W	Q
1	Allison 501 KB5	338.16	85.97	181.18
2	Allison 570K	391.61	106.83	181.18
3	Allison 571K	414.45	130.09	181.18
4	Solar Centaur	321.28	72.87	181.18
5	Centaur Type H	349.22	90.33	181.18
6	Solar Taurus	411.14	109.65	181.18
7	MAN GHH THM 1205	553.45	130.37	181.18
8	EGT Typhoon	384.12	110.42	181.18
9	EGT Tornado	505.17	144.34	181.18

B) Valores de C, W, y Q para 2 secadores:

Tabla V.7: C, W y Q [MWh/día] para 2 secadores, desfase 12 horas

Nr	Turbogruppo	C	W	Q
1	Allison 501 KB5	468.08	85.97	362.37
2	Allison 570K	494.87	106.83	362.37
3	Allison 571K	519.04	130.09	362.37
4	Solar Centaur	457.18	72.87	362.37
5	Centaur Type H	472.15	90.33	362.37
6	Solar Taurus	523.01	109.65	362.37
7	MAN GHH THM 1205	580.34	130.37	362.37
8	EGT Typhoon	496.39	110.42	362.37
9	EGT Tornado	574.94	144.34	362.37

c) Valores de rendim. Térmico, FERC, F.I. y ahorro porcentual de recursos para 1 secador.

Tabla V.8: Indicadores cualitativos, para 1 secador

Nr	Turbogruppo	η_{termico}	η_{FERC}	η_{FI}	Ahorro,%
1	Allison 501 KB5	79.00	52.21	44.33	32.33
2	Allison 570K	73.55	50.41	43.61	31.21
3	Allison 571K	75.10	53.25	46.82	35.92
4	Solar Centaur	79.07	50.88	42.58	29.55
5	Centaur Type H	77.75	51.81	44.18	32.09
6	Solar Taurus	70.74	48.70	42.22	28.95
7	MAN GHH THM 1205	56.29	39.92	35.11	14.55
8	EGT Typhoon	75.91	52.33	45.39	33.91
9	EGT Tornado	64.44	46.50	41.23	27.24

D) Valores de rendim. Térmico, FERC, F.I. y ahorro porcentual de recursos para 2 secadores, 12 horas de desfase.

Tabla V.9: Indicadores cualitativos, para 2 secadores, desfase 12 horas

Nr	Turbogruppo	η_{termico}	η_{FERC}	η_{FI}	Ahorro,%
1	Allison 501 KB5	95.78	57.08	45.69	34.34
2	Allison 570K	94.81	58.20	47.43	36.75
3	Allison 571K	94.88	59.97	49.70	39.64
4	Solar Centaur	95.20	55.57	43.91	31.68
5	Centaur Type H	95.88	57.50	46.22	35.09
6	Solar Taurus	90.25	55.61	45.42	33.95
7	MAN GHH THM 1205	84.90	53.68	44.50	32.59
8	EGT Typhoon	95.24	58.74	48.01	37.51
9	EGT Tornado	88.13	56.62	47.35	36.64

V.7) Comentarios

Tomando en consideración el turbogruppo Allison 501 KB5, (la unidad de menor potencia entre los considerados), y el EGT Tornado (el de mayor potencia) se observa lo siguiente:

- El caudal de gases de escape de la turbina de gas Allison, 56499 Kg/hora, es menor que el caudal de circulación de gases, supuesto constante, de 78600 Kg/hora.
- La temperatura de los gases de escape de la turbina Allison, de 533 °C (se supone que llegan al CAAE a 513 °C, es en los períodos de máxima demanda térmica del sistema, ligeramente menor que el necesario, por lo

que resulta imprescindible en estos períodos, el aporte de gases del combustor.

- c) Se observa que durante 14 horas del ciclo de secado (entre la hora 2 y 16), existe una utilización total de los gases de escape del turbogrupo, lo que no sucede en el caso del turbogrupo Tornado en el que la corriente de recirculación se anula entre las horas 2 y 13, aunque manteniendo el quemador suplementario operando debido a la insuficiencia en la temperatura.
- d) La suplementación con gases del combustor (Allison 501) comienza en la hora 1 y se prolonga hasta la 16, no siendo necesaria fuera de este período, en la que la demanda térmica es baja. La diferencia entre la curva identificada como "TG escape", (disponibilidad de gases de la TG, de 56499 kg/hora en la Allison y 100440 kg/hora en la Tornado, y "Gases TG", que corresponde a la admisión de estos gases por el equipo CAAE, indica los caudales de venteo de los gases de escape, a través del *diverter* hacia la chimenea del turbogrupo. Este venteo se produce en forma gradual, entre las horas 0 y 2, y de 16 al fin del ciclo de calentamiento del aire en el caso Allison, siendo permanente en el caso Tornado.
- e) La recirculación de gases es elevada en los períodos inicial y final del ciclo de secado de baja demanda térmica, reduciéndose sustancialmente cuando la demanda térmica aumenta; sin embargo este caudal no se anula para el turbogrupo Allison debido al déficit de gases de la TG (56499 Kg/hora), con relación al caudal de circulación (78600 Kg/hora). Esta necesidad de recirculación implica la operación del combustor, para suministrar el calor que no puede aportar el escape del turbogrupo. Evidentemente, un turbogrupo de mayor caudal de gases de escape, y cuya temperatura sea mayor, resultará mas adecuado desde el punto de vista de la reducción del consumo del quemador.
- f) Cuando se agrega un segundo secador, este dispone solamente de gases de escape de la TG que no sean demandados por el primero (bajo las suposiciones realizadas). Para el caso del turbogrupo de tamaño reducido, esta disponibilidad es baja y existe solamente en los períodos de baja demanda térmica del primer ciclo. El desfasaje entre el segundo secador y el primero, definirá si esta disponibilidad puede ser utilizada o no. (Evidentemente, si los ciclos de ambos secadores coinciden, o sea operan simultáneamente, la utilización de los excedentes será mínima, resultando máxima cuando el desfasaje es del orden de las 12 horas).
- g) Aun para el caso del turbogrupo menor, el caudal aprovechado por el segundo secador, si estuviera desfasado en 4 horas en retardo con relación al primero, comenzaría en la hora 15 y terminaría en la

hora 24, que corresponde al período de baja demanda térmica al final del ciclo, descarga y recarga del secador 1, y período de baja carga térmica inicial del secador 2, existiendo un sobrante imposible de utilizar en este período.

- h) Debido a la baja disponibilidad de gases de escape de la TG Allison, el combustor debe operar durante prácticamente todo el período del ciclo de secado del secador 2, salvo en su finalización. Aun para el turbogruppo mayor, y para el desfase de 12 horas, el combustor del segundo CAAE debe operar aunque durante menos tiempo y con menores caudales.
- i) El caudal de recirculación del segundo CAAE en el caso Allison tiene una configuración similar al que corresponde a la instalación convencional (sin cogeneración), debido al escaso aporte de gases de escape de la TG.
- j) Cuando el desfase entre secadores se aproxima a las 12 horas, el aprovechamiento de los gases de escape por parte del segundo secador mejora, siendo total para el caso del turbogruppo Allison 501.
- k) Cuando se consideran turbogruppos mayores (los demás casos, en los que los caudales de escape son mayores, no así las temperaturas que pueden ser mayores o menores, se observa un comportamiento previsible de las variables, consistente con lo expuesto anteriormente. Por tal motivo, se omiten los comentarios. El aprovechamiento del calor residual del turbogruppo por el sistema de cogeneración, que resulta total en los turbogruppos cuyo caudal de escape es menor que el caudal total de circulación (supuesto constante de 78600 Kg/hora), siempre que el desfase no difiera significativamente de las 12 horas. Debe quedar claro que un aprovechamiento total, si bien es deseable, no es condición necesaria ni suficiente para definir la alternativa óptima. En el Capítulo II se puso énfasis en dar al rendimiento térmico solo la importancia que merece.

Puesto que, hasta tanto no se establezca con precisión el sistema que habrá de implementarse (lo que depende más de las necesidades del proceso y del equipo en sí que del sistema de cogeneración), no se conocerán los caudales reales, en el presente estudio se adoptarán las cifras teóricas obtenidas del programa, para la determinación del beneficio en costos energéticos.